

76
Dietmar Findeisen · Franz Findeisen

Ölhydraulik

Handbuch für die
hydrostatische Leistungsübertragung
in der Fluidtechnik

Vierte, völlig neubearbeitete Auflage

Mit 296 Bildern und 41 Tabellen



96 / 0135
EPA EPO OEB

Springer-Verlag
Berlin Heidelberg New York
London Paris Tokyo
Hong Kong Barcelona Budapest

AL

Professor Dr.-Ing. Dietmar Findeisen
Bundesanstalt für
Materialforschung und -prüfung (BAM)/
Wissenschaftlicher Gerätebau
Unter den Eichen 87
12205 Berlin

Technische Universität Berlin/
Institut für Konstruktionslehre
und Thermische Maschinen
10623 Berlin

Dipl.-Ing. Franz Findeisen
Oberbaurat i.R.
49716 Meppen

ISBN 3-540-54465-8 Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York

CIP-Eintrag beantragt

Dieses Werk ist urheberrechtlich geschützt. Die dadurch begründeten Rechte, insbesondere die der Übersetzung, des Nachdrucks, des Vorrats, der Entnahme von Abbildungen und Tabellen, der Funkübertragung, der Mikroverfilmung oder der Vervielfältigung auf anderen Wegen und der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen, bleiben, auch bei nur auszugsweiser Verwertung, vorbehalten. Eine Vervielfältigung dieses Werkes oder von Teilen dieses Werkes ist auch im Einzelfall nur in den Grenzen der gesetzlichen Bestimmungen des Urheberrechtsgesetzes der Bundesrepublik Deutschland vom 9. September 1965 in der Fassung vom 24. Juni 1985 zulässig. Sie ist grundsätzlich vergütungspflichtig. Zuwiderhandlungen unterliegen den Strafbestimmungen des Urheberrechtsgesetzes.

© Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1994
Printed in Germany

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, daß solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürfen.

Sollte in diesem Werk direkt oder indirekt auf Gesetze, Vorschriften oder Richtlinien (z. B. DIN, VDI, VDE) Bezug genommen oder aus ihnen zitiert worden sein, so kann der Verlag keine Gewähr für Richtigkeit, Vollständigkeit oder Aktualität übernehmen. Es empfiehlt sich, gegebenenfalls für die eigenen Arbeiten die vollständigen Vorschriften oder Richtlinien in der jeweils gültigen Fassung hinzuzufügen.

Einbandentwurf: Ulrich Kirschner, Heidelberg
Innengestaltung und Herstellung: Hans Schönefeldt, Berlin
Satz: Fotosatz-Service Kohler OHG, Würzburg
SPIN: 10004101 68/2020-543210 - Gedruckt auf säurefreiem Papier.

Vorwort

Die Fluidtechnik hat sich in jüngster Zeit zu einer Hochtechnologie entwickelt und ist in vielen Zweigen der Technik zum Wegbereiter der Automatisierung geworden. Wenn man als konstruierender Anwender die Entwicklung der Fluidtechnik praktisch verfolgt und gleichzeitig als Hochschullehrer auf vereinigende sowie Fachgrenzen überbrückende Vermittlung des Lehrstoffs abzielt, liegt es nahe, auch als Verfasser dem Anwendungsbezug und der begrifflichen Systematik die gleiche Bedeutung zuzumessen.

Um Entwicklungingenieuren, Konstrukteuren und Studenten des Maschinenbaus einen möglichst umfassenden Überblick über den die hydrostatischen Leistungsübertragung betreffenden Teil der Fluidtechnik zu vermitteln, hätte es nicht mehr genügt, die 3. Auflage der „Ölhydraulik“ lediglich zu überarbeiten. Die vorliegende Ausgabe will über das Ziel, den Stand der Technik darzustellen, hinaus durch fachübergreifende Betrachtung und Darstellung des Stoffes herkömmliche Vorstellungsgrenzen überwinden. Ein besseres Verständnis der zunehmenden Vernetzung bisher eigenständiger Fachgebiete wird wegen deren qualitätssteigernden Zusammenwirkens immer notwendiger.

So bringt das enge Zusammenwirken der Fluidtechnik mit Mikroelektronik, Sensorik und Informationstechnik eine Innovationswelle auf dem Gebiet der ökonomischen Antriebe und Steuerungen mit sich, die neue Anwendungsfelder mit anspruchsvolleren Aufgaben der Prozeßführung eröffnet. Wirkprinzipien, Funktions- und Baueinheiten der Hydraulik sind daher von den schaltenden Anlagen bis zu elektrohydraulischen Steigantrieben auf der begrifflichen Grundlage der Steuerungs- und Regelungstechnik dargestellt.

Die vergleichende Bewertung von Antrieben unterschiedlicher Energieart erfordert einheitliche Beurteilungskriterien. Indem man hydrostatische Leistungsträger nach den Prinzipien der Getriebesystematik darstellt, vereinheitlicht man das Gesamtgebiet der Antriebe nach den Ordnungsprinzipien der Getriebetechnik. Damit wird dem Konstrukteur die Auswahl stufenlos verstellbarer Antriebe ebenso erleichtert wie die Suche nach Bestlösungen für Bewegungsaufgaben.

Die Konstruktionskataloge „Hydraulische Bewegungserzeuger“ sind als Arbeitsmittel für die Projektierung gestaltet, mit denen energienormierende Hydrogeräte aus der Vielfalt von Bauarten methodisch ausgewählt werden können.

Auch für Hersteller erweist sich das methodische Vorgehen als systematisches und umfassendes Hilfsmittel zur Konstruktionsoptimierung von Hydro-

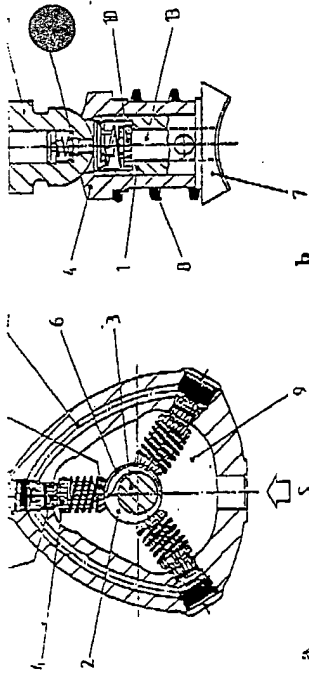


Bild 3-37. Radialkolbenpumpe, außen beaufschlagt (R 4, Maunsmann Rexroth). a Querschnitt mit 1 über Gehäusekanäle zu einem Druckanschluß zusammengeführten Kolben; b Einzelanordnungsplan Kolben/Zylinder mit Gleitschub und sphärischem Stützelement

Die Hohlkolben 1 drücken sich durch die Federn 8 an die Hubkurve an und werden in Zylinderbohrungen 4 geführt, die über sphärische Stützelemente 5 an das Gehäuse beweglich angelenkt sind. So wird der Bewegungsausgleich quer zur Hubrichtung ermöglicht. Die Beaufschlagung der Zylinder erfolgt über Umfangschlitz 6 in der Hubkurve und Kolbenbohrung 13 aus dem Saugraum 9, die Ein-/Auslastenerkung über federbelastetes, selbsttätiges Saug-/ (10) und Druckventil 11 (druckabhängige Ventilsteuerung). Die Kanalführung 12 im Gehäuse dient zur Abfuhr von Druckflüssigkeit und faßt die Verdrängerräume mit dem Druckanschluß (P) zusammen.

Die Förderrichtung ist von der Drehrichtung unabhängig, die selbsttätigen Ventile wirken als Gleichrichter. Je nach mit dem Druckanschluß zusammengefaßter Zylinderzahl (3 bis 5 je Einzelstern) erzielt man niedrige Förderstrom- und Druckpulsation, damit geringe Geräuschbildung.

Bei Einheiten kleinerer Leistung ($P_m = 1 \text{ kW}$) stützen sich die Kolben zur Herabsetzung der Relativbewegung zwischen Hubkurve voll umschließenden Gleitbuchse (Lagerschale) ab. Bei Einheiten mittlerer Leistung ($P_m \leq 25 \text{ kW}$) liegen die Kolben 1 über Segmentgleitbohrung mit zylindrischer Gleitfläche 7 unmittelbar am Innenexzenter 2 an und bilden mit der umlaufenden Hubkurve (Zapfengleitfläche) ein hydrodynamisches Radiallager mit kippbeweglichen Klötzen (Radial-Kippsegmentlager).

Durch enges Laufspiel und langen Ringspalt an den Kolben (Flächendichtung) ist die außen beaufschlagte Radialkolbenpumpe mit Gleitschuhkolben im oberen Hochdruckbereich, hier für kleineren Förderstrom, aber sehr hohen Druck, bei hohem Gesamtwirkungsgrad und langer Lebensdauer einsetzbar ($p_2 = 700 \text{ bar}$) (z. B. R 4, Maunsmann Rexroth) [74, 75].

trägt zwei um 180° versetzte Exzenter, so daß sich wegen gegenüberliegender Druckzonen die Kräfte vollständig ausgleichen. Die Lagerung der Exzenterwelle ist daher bis auf das verbleibende Moment entlastet. Wenden man eine Ein-/Auslaststeuerung (Saug-/Druckventil) an, welche die Zufuhr schnelfähiger Druckflüssigkeit aus dem Verdrängerraum zur hydrostatischen Entlastung der Blendenpaarung Hubkurve/Segmentgleitbohrung ermöglicht, erhält man die außen beaufschlagte zweireihige Radialkolbenpumpe für ebenfalls sehr hohen Druck ($p_2 = 450 \text{ bar}$, $p_{2 \text{ max}} = 630 \text{ bar}$), jedoch als Einheit großer Leistung für große Förderströme bei sehr hoher Lebensdauer ($L_n = 50000 \text{ h}$) und wegen fehlenden Saugventils für höhere Drehzahl (z. B. RE, Wepuko Hydraulik) [120].

Aus der vorwiegend als langsamlaufender Motor betriebenen Radialkolbenmaschine mit innerer Kolbenabstützung und Exzenterverstellung wurde eine Verstellpumpe entwickelt, die im mittleren Hochdruckbereich ($p_2 = 210 \text{ bar}$, $p_{2 \text{ max}} = 315 \text{ bar}$) nicht nur für großen Förderstrom einsetzbar wird, sondern außerdem die Verstellung des Fördervolumens über einen großen Stellbereich (1:10) ermöglicht (RP 1400-140K, Düsterloh) [121].

Radialkolbenpumpe, innen beaufschlagt (Verstellpumpe); Nr. 13, Tabelle 3-1, S. 182.

Wirkungsweise. Die Zylinder liegen radial in einer Ebene (Sternanordnung), die Zylinderachsen schneiden die Triebwellenachse nach Bild 3-38 senkrecht. Die Hinbewegung der Kolben 1 wird durch Drehung des auf dem ruhenden Steuerzapfen 6 gelagerten Zylindersterns 5 erzeugt, wobei der Außenzentrum als nicht umlaufende Hubkurve (Exzentering) 2 im Gehäuse feststeht. Der Zylinderkörper 3 wird über die Triebwelle 4 und die formschlüssig-quernachgiebige Kupplung 5 angetrieben. Die im Zylinderstern 5 geführten Kolben 1 drücken sich durch Plechkraft und Betriebsdruck an die Hubkurve an und stützen sich über kugelig angelenkte Gleitschuh 7 beweglich ab. Dies ermöglicht den Bewegungsausgleich quer zur Hubrichtung. Die Beaufschlagung der Zylinder wird vom innen liegenden Steuerzapfen (Drehschieber) 6, die Ein-/Auslastenerkung über die radial durchströmten Steuerarmen Saug-/Druckventil 10 und Druckschlitze 11 (zwingend auf Schlitzzenerkung) vorgenommen. Die Druckflüssigkeit zu- und -abfuhr erfolgt durch kurze Kanäle (Bohrungen) im Steuerzapfen 6.

Die Förderrichtung wechselt mit der Drehrichtung (Schlitzzenerkung). Je nach Zylinderzahl (9, 11) genügt niedrige Förderstrom- und Druckpulsation und damit geringe Geräuschbildung.

Durch enges Laufspiel und langen Ringspalt an den Kolben (Flächendichtung) sowie verringerte Flächenpressung bei Kolbenabstützung auf großem Umfang der außen liegenden Hubkurve ist die innenbeaufschlagte Radialkolbenpumpe mit hohem Gesamtwirkungsgrad für große Lebensdauer im oberen

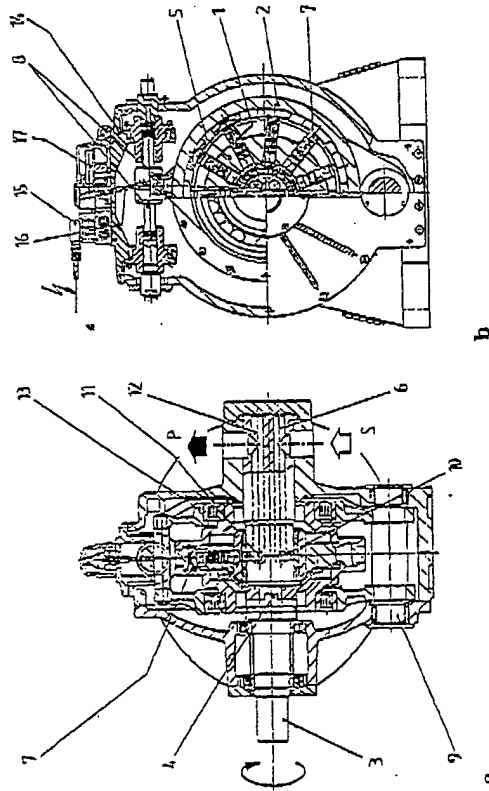


Bild 3-38. Radialkolbenpumpe, innen beaufschlagt (RX, Wepuko Hydraulik) mit elektrohydraulischer Stelleneinrichtung (Nr. 6) als Bauteil eines Verstellprogramms für die Pumpensteuerung. a Längsschnitt in Schwenkachse; b Querschnitt senkrecht zur Schwenkachse

Hochdruckbereich ($p_2 = 350 \text{ bar}$, $p_{2 \max} = 500 \text{ bar}$) einsetzbar (z. B. RX, Wepuko Hydraulik [122]).

Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad ist bei der Radialkolbenmaschine wegen Übertragung des Antriebsmoments über die Kolbenführung und der folglich erhöhten Kolbenreibung sowie infolge Reibung der Kolbenabstützung auf dem Exzenter mit großem Radius niedriger als bei anderen Hubkolbenmaschinen.

Die Querbelastung der *Elementpaarung Kolben/Zylinder*, die aus dem Schrägungswinkel der Hubkurve des Exzenter folgt, bewirkt ähnlich wie bei der Axialkolbenmaschine in Schrägscheibenbauart, neben Verkanten und elastischem Verformen des Kolbens ungleiche Druckverteilung. Die auf die Kolbenführung wirkende Querbelastung hängt von der Gestaltung der Kolbenabstützung ab.

Bei der *Kolbenbauart mit Kreuzkopfführung*, Bild 3-39c, werden nach dem Gestaltungsprinzip der Aufgabenenteilung Führung und Querkraftaufnahme im Anlenkpunkt des Gleitschubs gesonderten Führungskulissen zugewiesen. Der Kolben bleibt querkraft- sowie momentenfrei und erfüllt lediglich Dichtfunktionen [123]. Mit zunehmender Beanspruchung des Reibungsverhältnisses an Elementpaarungen hydraulischer Verdrängermaschinen erfüllen die *Kolbenbauarten ohne Kreuzkopfführung*, Bild 3-39a, b, die Doppelfunktion „Dichten und Führen“ störungsfrei, so daß der Kolben wegen des geringeren Bauaufwands nur noch als integriertes Triebwerkteil „Faulschkolben“ ausgeführt wird. Liegt der Anlenkpunkt des Gleitschubs innerhalb der Kolbenführung (b), ist vom Kolben eine Querkraft, liegt der Anlenkpunkt außerhalb der Kolbenführung (a), ist eine Querkraft mit zusätzlichem

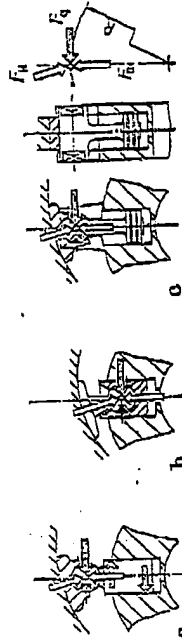


Bild 3-39. Kolbenbauarten als gegliedertes und integriertes Triebwerkteil mit Lageänderung des Gleitschub-Anlenkpunkts nach Weigle [123]. a, b Kolben mit Führung integriert (Druckkolben); c Kolben (Scheibenkolben) mit Kreuzkopfführung

darüber hinaus ein hydrodynamischer Tragdruck annähernd wie im Axial-Gleitlager auf. Mittels günstiger Gestaltung der Gleitflächengeometrie trägt man zusätzlicher Druckkraft und hoher örtlicher Flächenpressung Rechnung.

Aufgrund kleinen Kippwinkels der Gleitschube 7, Bild 3-38, ist die auf die Kolbenführung wirkende Querbelastung tragbar. Optimiertes Führungsspiel und ausreichende Zylinderführungslänge an Kolben 1 und Zylinderstern 5 verringern zudem die Kolbenreibung und halten die Betriebssicherheit auch für die vorliegende Kolbenbauart mit ungünstigem Belastungsfall aufrecht.

Die *Elementpaarung Gleitring/Segmenteleitschuh* ergibt sich daraus, daß die Kolben über Segmentgleitschube mit zylinderförmiger Außenexzenter anliegend, der telbar an der Laufläche des feststehenden Außenexzenter anliegen, der zugleich als Schwenkring dient (RV, Wepuko Hydraulik [124]). Ist der Krümmungsradius der Gleitschuhlaufsohle kleiner als der Radius des Gleitringes, bilden bereits bei geringer Schiefstellung die kugelig angelenkten Segmentgleitschube mit der unterbrechungsfreien Zylinderfläche des Exzenterings als bahmbestimmender Gleitfläche (Sohalengleitfläche) ein hydrodynamisches Radiallager (Radial-Kippsegmentlager).

Im Vergleich zum ebenen Krümmungsgleitlager an der Schrägschleife bei Axialkolbenmaschinen, liegt am gewölbten Segmentgleitlager eine weit günstigere Gleitungsgeometrie vor. Die Kolbenabstützung kann daher bei schmelzlauenden Radialkolbenmaschinen (Pumpenbetrieb) aus schließlich durch hydrodynamische Tragkraft erfolgen. Meist wird zusätzlich durch Zufuhr schmierfähiger Druckflüssigkeit ein hydrostatisches Druckfeld in der Laufläche aufgebracht, das den Gleitschub entlastet (hybrides Radial-Gleitlager [206, 207]).

Nach Horns [208], der die Mehrdeutenkanordnung Kolben-Gleitschub-Gleitring untersuchte, hat der hydrodynamische Gleitschub eine niedrigere Übergangsdrehzahl (ins Mischreibungsbereich) als der hydrostatische Gleitschub. Bei Flüssigkeitsreibung sind die Reibungsverluste beider Tragprinzipien nahezu gleich. Erst bei höheren Drehzahlen ($n > 1800/\text{min}$) zeichnet sich der hydrodynamische Gleitschub durch geringeren Reibungsverlust aus, sofern ausreichend große Differenz zwischen dem Krümmungsradius von Gleitschuhsohle und Gleitring vorgesehen wurde, die das mindestzulässige relative Lagerspiel $\psi > 0,002$ (VDI 2201 Bl. 2) überschreitet.

Hydrostatische Gleitschube kommen nur in Betracht, wenn der Einlastungsgrad (Anteil der hydrostatischen an der Gesamttragkraft) 90 bis 95 % möglichst übertrifft. Bis zu mittlerem Drehzahlbereich ($n \geq 1800/\text{min}$) hat der hydrostatische entlastete Gleitschub mit dem empfohlenen relativen Lagerspiel, $0,004 < \psi < 0,007$, den Vorteil, die Gefahr des Freßverschleißes auch bei zu klein ausgeführtem relativem Lagerspiel auszuweichen.